



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní



Zařízení pro měření výkonu motocyklových motorů

Diplomová práce

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení
Autor práce: **Bc. Michal Lánský**
Vedoucí práce: doc. Ing. Josef Laurin, CSc.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC
Faculty of Mechanical Engineering ■

Device for Power Measurement of Motorcycle Engines

Master thesis

Study programme: N2301 – Mechanical Engineering
Study branch: 2302T010 – Machine and Equipment Design
Author: **Bc. Michal Lánský**
Supervisor: doc. Ing. Josef Laurin, CSc.



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Michal Lánský**
Osobní číslo: **S15000359**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Konstrukce strojů a zařízení**
Název tématu: **Zařízení pro měření výkonu motocyklových motorů**
Zadávající katedra: **Katedra vozidel a motorů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

1. Na základě literární rešerše vypracujte přehled obvyklých způsobů zjišťování výkonových parametrů motocyklů.
2. Zpracujte projekt dynamického zkušebního zařízení se setrvačником pro zjišťování točivého momentu a výkonu motocyklů.
3. Vyhotovte výkresovou dokumentaci mechanické části zařízení a dokumentaci elektrické části pro vyhodnocování měřených parametrů.

Rozsah grafických prací: výkresová dokumentace
Rozsah pracovní zprávy: cca 50 str.
Forma zpracování diplomové práce: tištěná/elektronická
Seznam odborné literatury:

- [1] PÁV, K.: *Low-cost Device for Power Measurement of Motorcycle Engines*. Conference XLIV. International Scientific Conference of the Czech and Slovak University Departments and Institutions Dealing with the Research of Internal Combustion Engines, konaná dne 10.-11.10.2013 v Brně. Mendelova Univerzita v Brně.
[2] PEXA, M.: *Možnosti uplatnění dynamických měření při diagnostice motorových vozidel*. Disertační práce. Praha 2005. Česká zemědělská univerzita v Praze, Technická fakulta.
[3] RAMPÁČEK, B.: *Měření výkonu motocyklu*. Diplomová práce. Brno 2012. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství.

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Josef Laurin, CSc.
Katedra vozidel a motorů

Datum zadání diplomové práce: 15. ledna 2018
Termín odevzdání diplomové práce: 15. dubna 2019

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan



Ing. Robert Voženílek, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 15. ledna 2018

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL. Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu práce panu doc. Ing. Josefu Laurinovi, CSc. za vedení během zpracování diplomové práce, dále konzultantovi panu doc. Ing. Karlu Pávovi, Ph.D. za poskytnuté informace k dané problematice a za věcné připomínky.

Také děkuji své rodině za podporu nejen při zpracování této práce, ale i během celého studia.

Anotace

Zařízení pro měření výkonu motocyklových motorů

Tato diplomová práce se zabývá návrhem zařízení pro měření výkonu motocyklových motorů. Práce je rozdělena do několika částí. V první části je popsán přehled obvyklých způsobů zjišťování výkonových parametrů motocyklů. Druhá část je věnována návrhu zkušebního zařízení se setrvačником včetně konstrukčního řešení. Experimentální část se zabývá zprovozněním a ověřením funkčnosti konstruovaného zařízení. K diplomové práci je přiložena výkresová dokumentace a CD s elektronickou verzí této práce.

Klíčová slova

Dynamometr, měření výkonu, moment setrvačnosti, setrvačnickový stav, točivý moment, výkon

Annotation

Device for Power Measurement of Motorcycle Engines

The diploma thesis deals with a functional design of a device for power measurement of motorcycle engines. The thesis is divided into several parts. The first part presents an overview of common types of measuring performance parameters of motorcycles, while the second part describes the design of a flywheel testing bench. The experimental part describes the operation and functional verification of the device. The diploma thesis includes drawings and a CD with an electronic version of the thesis.

Key Words

Dynamometer, performance measurement, moment of inertia, flywheel testing bench

Obsah

Seznam zkratek a symbolů	10
Úvod.....	13
1 Zjišťování výkonnostních parametrů motocyklů	14
1.1 Základní popis a teorie.....	14
1.1.1 Výkony pístových spalovacích motorů.....	14
1.2 Soudobé způsoby zjišťování točitého momentu a výkonu motocyklů	16
1.2.1 Využití a způsoby měření	16
1.2.2 Válcový setrvačnickový stav	17
1.2.3 Válcový dynamometr.....	18
2 Návrh zkušebního zařízení se setrvačnickem pro zjišťování točivého momentu ...20	20
2.1 Výpočet požadovaného momentu setrvačnosti válce	20
2.2 Stanovení minimálních a maximálních otáček setrvačníku	22
2.3 Určení typu převodového řetězu	22
2.3.1 Volba počtu zubů řetězových kol	22
2.3.2 Výpočet roztečných průměrů řetězových kol	23
2.3.3 Stanovení délky řetězu a počtu článků	23
2.3.4 Výpočet skutečné osové vzdálenosti převodu	24
2.3.5 Pevnostní kontrola řetězu	24
2.4 Návrh nosného hřídele	26
2.4.1 Kmitání hřídele	26
2.4.2 Výpočet provozních zatížení	29
2.5 Návrh použití ložisek.....	32
2.6 Konstrukce rámu.....	34
2.6.1 Požadavky na konstrukci rámu	34
2.6.2 Kontrola pevnosti.....	35
2.7 Řídicí terminál a programové vybavení.....	36
2.7.1 Řídicí terminál	36
2.7.2 Snímač otáček.....	38
3 Experimentální část.....	39
3.1 Teorie a princip	39
3.2 Příprava měření.....	42
3.3 Vyhodnocení.....	45
4 Zhodnocení a výsledky.....	47

Závěr.....	50
Seznam použité literatury.....	51
Přílohy	52

Seznam zkratk a symbolů

Označení	Význam	Jednotka
A	Osová vzdálenost převodu	[m]
A_{SK}	Skutečná osová vzdálenost převodu	[m]
D_{t1}, D_{t2}	Průměr roztečné kružnice	[mm]
e	Excentricita polohy těžiště vůči ose hřídele	[mm]
E_{KIN}	Kinetická energie	[J]
F	Síla	[N]
F_C	Tahová složka odstředivé síly	[N]
F_m	Tahová složka gravitační síly	[N]
F_O	Obvodová síla	[N]
F_S	Střední statická síla	[N]
F_1	Tahová síla	[N]
g	Gravitační zrychlení	[m·s ⁻²]
h	Výška válce	[m]
I	Moment setrvačnosti	[kg·m ²]
I_C	Celkový moment setrvačnosti zkušebního stavu	[kg·m ²]
I_M	Moment setrvačnosti motoru	[kg·m ²]
I_P	Moment setrvačnosti převodovky	[kg·m ²]
I_R	Moment setrvačnosti rozety	[kg·m ²]
I_V	Moment setrvačnosti válce setrvačníku	[kg·m ²]
i_c	Celkový převodový poměr mezi motorem a setrvačníkem	-
i_p	Převodový poměr převodovky	-
i_s	Převodový poměr sekundárního převodu	-
i_r	Převodový poměr mezi setrvačníkem a rozetou	-
K	Tuhost	[N·mm ⁻¹]
L	délka řetězu	[mm]
k_S	Součinitel statické bezpečnosti	-
k_D	Součinitel dynamické bezpečnosti	-
m	Hmotnost	[kg]
M_{ST}	Střední točivý moment motoru	[N·m]

M_t	Točivý moment	[N·m]
M_V	Moment motoru na ose válce	[N·m]
M_1	Moment na hnací řetězce	[N·m]
n	Otáčky	[min ⁻¹]
n_M	Otáčky motoru	[min ⁻¹]
n_{min}	Minimální otáčky válce setrvačníku	[min ⁻¹]
n_{Mmin}	Minimální otáčky motoru	[min ⁻¹]
n_{max}	Maximální otáčky válce setrvačníku	[min ⁻¹]
n_{Mmax}	Maximální otáčky motoru	[min ⁻¹]
n_P	Otáčky převodovky	[min ⁻¹]
n_R	Otáčky rozety	[min ⁻¹]
n_V	Otáčky válce setrvačníku	[min ⁻¹]
p	Rozteč řetězu	[mm]
P	Výkon	[W]
p_e	Střední efektivní tlak	[Pa]
P_e	Efektivní výkon motoru	[W]
P_M	Výkon motoru	[W]
P_{TM}	Výkonová ztráta (tření) motoru	[W]
P_{TP}	Výkonová ztráta (tření) převodovky	[W]
P_{TR}	Výkonová ztráta (tření) rozety	[W]
P_{TV}	Výkonová ztráta (tření) válce setrvačníku	[W]
$P_{t/1}$	Indikovaný výkon válce	[W]
PSM	Pístový spalovací motor	-
q	Hmotnost jednotkové délky řetězu	[kg·m ⁻¹]
r	Poloměr	[m]
R_m	Mez pevnosti v tahu	[MPa]
R_e	Mez kluzu v tahu	[MPa]
r_1	Poloměr roztečné kružnice	[mm]
t	Čas	[s]
v	Obvodová rychlost na hnací řetězce	[m·s ⁻¹]
V_m	Objem motoru	[cm ³]
$W_{t/1}$	Indikovaná práce oběhu	[J]

X	Článek řetězu	-
y	Průhyb	-
z_1	Počet zubů hnaného řetězového kola	-
z_2	Počet zubů hnacího řetězového kola	-
α	Tvarový součinitel	-
β_0	součinitel vrubu	-
ρ	Hustota	[kg·m ⁻³]
σ_c^*	Mez únavy v ohybu místa vrubu	[MPa]
τ	Koeficient	-
ϑ	součinitel stavu povrchu součásti	-
ω	Úhlová rychlost	[Rad·s ⁻¹]
Ω	Vlastní frekvence	[s ⁻¹]

Úvod

Problematika měření výkonu je stará již od samého vzniku motoru. Mezi základní parametry spalovacích motorů patří hodnoty jeho maximálního výkonu a točivého momentu. U motocyklů mají tyto hodnoty a zejména jejich průběh v závislosti na otáčkách klikového hřídele značný vliv na jízdní vlastnosti. Měření výkonů patří mezi jednu ze zkušebních metod používaných při vývoji a konstrukci motorů a poskytuje tím zpětnou vazbu po možných konstrukčních úpravách.

Cílem této práce je navrhnout zařízení pro měření výkonu motocyklů s ohledem na jednoduchost a variabilitu. Závěrem práce je provedeno experimentální měření odhalující jisté problémy, které byly nakonec odstraněny.

1 Zjišťování výkonnostních parametrů motocyklů

1.1 Základní popis a teorie

Průběh točivého momentu a výkonu v závislosti na otáčkách je možné ověřit pouze experimentálním měřením. Mezi základní parametry spalovacího motoru patří hodnoty jeho maximálního výkonu a točivého momentu. U motocyklů mají tyto hodnoty a zejména jejich průběh v závislosti na otáčkách značný vliv na jízdní vlastnosti a použití. Chceme-li porovnávat motory po konstrukčních úpravách, jsou pro nás základní charakteristiky důležitým porovnávacím měřítkem.

1.1.1 Výkony pístových spalovacích motorů

Výkon je fyzikální veličina. Jedná se o veličinu skalární. Vyjadřuje množství vykonané práce za jednotku času.

Indikovaný výkon

Indikovaný výkon motoru se zjistí přesným měřením a zpracováním indikátorového (p-V) diagramu, z něhož se určí plocha získané indikované práce. U víceválcových motorů se provede součet všech pracovních diagramů.[1]

$$W_i = \int p dV \quad (1) [1]$$

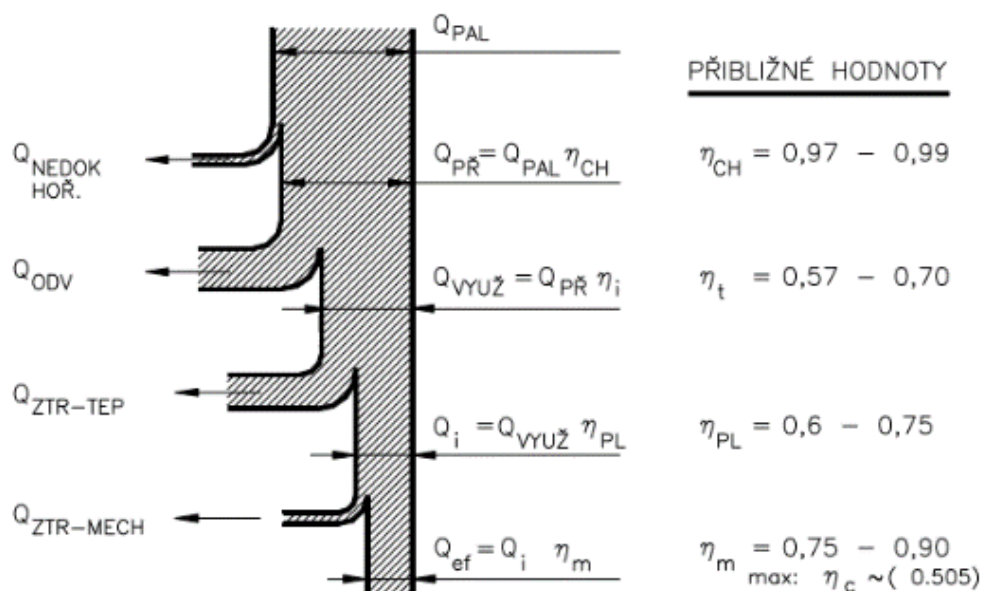
Indikovaný výkon válce:

$$P_{t/1} = W_{t/1} \frac{n}{k \cdot 60} \quad (2) [1]$$

k ... koeficient, $k = 1$ pro 2-dobý, $k = 2$ pro 4-dobý motor.

Efektivní výkon

Výkon odebíraný z výstupního hřídele motoru. Zjišťuje se měřením točivého momentu a příslušných otáček na výstupním hřídeli. Je snížen oproti indikovanému o ztráty, které vyjadřuje schéma Senkeyova diagramu.[1]



Obr. 1: Senkeyův diagram. [1]

Efektivní výkon je dán vztahem:

$$P_e = M_t \cdot \omega = M_t \cdot \frac{2\pi \cdot n}{60 \cdot 1000} \quad (3) [1]$$

1.1.2 Charakteristiky pístových spalovacích motorů

Charakteristikou PSM se rozumí závislost mezi hlavními provozními parametry motoru, např. otáčkami, točivým momentem, resp. středním efektivním tlakem, efektivním výkonem, měrnou spotřebou paliva, teplotou výfukových plynů, plnicím tlakem apod. Charakteristiky PSM slouží jako doklad o vlastnostech motoru. Jsou předkládány v grafickém zpracování a naměřené hodnoty výkonu jsou často korigovány na normální (standardní) podmínky (atmosferický tlak, teplotu a příp. i vlhkost vzduchu) podle platných předpisů či norem. Základními charakteristikami PSM jsou [1]:

Rychlostní (otáčková) charakteristika PSM

Rychlostní (otáčková), nezávisle proměnnou jsou otáčky motoru, charakteristika se zjišťuje při konstantním nastavení ovládacího prvku motoru (škrticí klapky u zážehových motorů, ovládací páky regulátoru vstřikovacího čerpadla u vznětových motorů). Rychlostní charakteristika, zjišťovaná v režimech 100% zatížení motoru (plně otevřená škrticí klapka, max. výchylka ovládací páky vstřikovacího čerpadla), se nazývá vnější rychlostní (otáčkovou) charakteristikou.[1]

Zatěžovací charakteristika PSM

U zatěžovací charakteristiky PSM je nezávisle proměnnou zatížení motoru a to hodnotami středním efektivním tlakem případně točivým momentem. Charakteristika se zjišťuje při konstantních otáčkách motoru. V charakteristice jsou zakresleny např. průběhy měrných spotřeb paliva pro různé otáčky.

Úplná charakteristika PSM

Z naměřených hodnot pro zatěžovací charakteristiky se sestavuje úplná charakteristika. Úplná charakteristika PSM ukazuje rozmezí provozní oblasti motoru s nejvyšší účinností v podobě průsečíkového diagramu. Vyjadřuje závislost na dvou proměnných (n a P_e , křivky konstantního výkonu P_e a křivky konstantních měrných spotřeb m_{pe} , příp. i jiné průběhy).[1]

Kromě uvedených základních charakteristik se zjišťují i jiné souvislosti, příp. speciální závislosti (např. regulační charakteristiky, ověřování vlivu odchýlného seřízení na významnější provozní parametry).

1.2 Soudobé způsoby zjišťování točitého momentu a výkonu motocyklů

1.2.1 Využití a způsoby měření

Pro měření výkonu motocyklových motoru se využívají dvě základní metody. Jedná se o statické a dynamické měření výkonu, kde může být přenos výkonu uskutečněn přes kolo motocyklu nebo přímo od motoru. Jednotlivé způsoby s sebou nesou pasivní odpory zkušebního zařízení, proto musí být doplněny měřením ztrátového výkonu.

Nejčastěji se používají měřicí stolice v provedení s elektrickým nebo hydrodynamickým retardérem, který zatíží motor a je možno provádět důkladnější měření.

Měření na válcovém dynamometru je mnohem operativnější než na dynamometru motorovém, kde je nutné vyjmout motor z motocyklu. Motocykl je připevněn k válcové stolici z důvodu vyšší bezpečnosti a pro lepší přenos momentu z kola na válec.

Statické měření výkonu

Statické měření výkonu je řízené automaticky, nebo manuálně dle potřeb. Při této metodě nezávisí na momentech setrvačnosti. Motor se zatěžuje při definovaných otáčkách. Jakmile se otáčky motoru ustálí, odečte se hodnota točivého momentu. Manuální měření probíhá tak, že dynamometr stabilizuje motor na zvolených otáčkách požadovanou dobu bez ohledu na aktuální zatížení motoru. Během této doby lze např. měnit dobu vstřiku, velikost předstihu, natočení výfukové přívěry atd.

Dynamické měření výkonu

Jedná se o nejběžnější způsob měření, kdy je motor zatížen setrvačnými účinky rotačních hmot. Zkouška je provedena při akceleraci motocyklu v předem definovaném rozsahu otáček a doběhu, na základě kterého určíme přibližné ztráty přenosu točivého momentu. Měření ztrát probíhá při vypnuté spojce při zpomalování všech rotačních hmot. Během akcelerace jsou zaznamenány otáčky válce setrvačníku. Velkou nevýhodou akcelerační zkoušky je nutné znát přesně momenty setrvačnosti rotujících hmot měřeného motocyklu. Pokud tyto hodnoty nejsou známy, tak nelze měření akcelerační metodou použít jinak než jako orientační.

1.2.2 Válcový setrvačnickový stav

Na válcovém setrvačnickovém stavu lze použít pouze metodu měření dynamického výkonu. Ocelový válec se roztáčí kolem motocyklu. Průběh otáček válce se měří během akcelerace. Na výslednou hodnotu výkonu motoru má vliv moment setrvačnosti celé soustavy pohonného ústrojí motocyklu, který na počátku měření zadáváme do softwaru podle typu konstrukce motoru a převodů. Samotná zkouška probíhá v předem definovaném rozsahu otáček. Na základě úhlového zrychlení dopočítáváme točivý moment. Při měření výkonu motoru na kole motocyklu jsou naměřené hodnoty nižší vlivem mechanických ztrát v převodovém ústrojí a

díky prokluzu pneumatiky na válci. Tyto ztráty lze vyjádřit průběhem brzdného momentu z doběhové zkoušky.

1.2.3 Válcový dynamometr

Elektromagnetické vířivé dynamometry

Vířivá brzda má dvě hlavní části rotor a stator. Rotor je roztáčen přes hřídel měřeným motocyklem. Stator je uchycen v kyvné ose rotace rotoru na ložiscích. Mezi rotorem a statorem působí na stator brzdné síly vyvinuté vířivými proudy. Na tyto brzdné síly působí reakce pevné vazby mezi otočným statorem a pevným rámem. Pevná vazba je tvořena deformačním členem s tenzometrickým snímačem, pomocí kterého se měří moment vyvozený brzdou.

Rotorem brzdy je ocelové ozubené kolo a ve statoru je uloženo budící vinutí. Přivedením stejnosměrného proudu do budícího vinutí se v brzdě vytvoří magnetický tok. Roztočený rotor poté vytváří magnetický odpor a na budícím vinutí vznikají vířivé proudy. Čím vyšší bude frekvence otáčení rotoru, tím bude vyšší frekvence střídání vířivých proudů. Brzdný účinek tedy závisí na velikosti budícího proudu a úhlové rychlosti rotoru. Lze ho snadno a plynule regulovat přivedeným proudem. Jelikož nelze u vířivé brzdy provádět rekuperaci energie, tak se vlivem vířivých proudů dynamometr nadměrně zahřívá. Tepelnou energii je proto nutné odvádět chladicími kanálky vodního chlazení do chladicího okruhu.

Měření na vířivé brzdě je omezeno jejími vlastnostmi. Zejména je omezováno maximálním výkonem a maximálními otáčkami dynamometru, proto je nutné zvolit vhodný rozsah otáček při měření vhodným převodovým poměrem podle charakteristiky měřeného vozidla.[7]

Hydrodynamické dynamometry

Dalším pasivním dynamometrem používaným na motocyklových válcových zkušebnách je hydrodynamický dynamometr. Zde se přivedená energie mění v teplo vnitřním třením částic kapaliny, nejčastěji vody. Celý děj probíhá ve vodotěsném statoru, ve kterém jsou toroidní vybrání. Stejná vybrání má i uvnitř umístěný rotor a ve vytvořených dutinách mezi rotorem a statorem cirkuluje voda. Uvedením rotoru do pohybu dojde k většímu víření vody a vlivem odporu vody vzniká brzdný účinek proti přivedené energii na rotoru dynamometru. Regulace brzdného účinku se nejčastěji provádí změnou množství přiváděné vody pomocí ventilů na

přívodu a odvodu. Voda kromě funkce pracovního média slouží i k chlazení a odvodu zmařené energie.

Oproti vířivým dynamometrům se jedná o jednodušší zařízení, je levnější, má menší moment setrvačnosti a dovoluje dosáhnout vysokých otáček, avšak potřebuje další aparáty pro dodávku vody, která je hlavním pracovním médiem. Dalším negativem je horší regulace brzdného momentu.[7]

Tab. 1: Přehled nabízených zařízení

výrobce	Dynojet			Super Flow		Moto COM test	
	setrvačnickový	dynamometr vířivý		setrvačnickový	dynamometr vířivý	setrvačnickový	dynamometr vířivý
Typ	SD 12	200i	250i	CycleDyn		250HP BR	
max. výkon statická zk.	-		na vyžádání	-	370KkW	-	na vyžádání
max. výkon dynamická zk.	25kW	376kW	367kW	555kW		184	

výrobce	Land and Sea						
	setrvačnickový	dynamometr vířivý		Dyn. vířivý	Dyn. hydrodynamický	setrvačnickový	dynamometr vířivý
Typ	650 Sceter			800 Motorcycle / ATV		850 UTV/Formula	
max. výkon statická zk.	-		74kW	149kW	na vyžádání	-	149kW
max. výkon dynamická zk.	56kW			298kW		298kW	

2 Návrh zkušebního zařízení se setrvačníkem pro zjišťování točivého momentu

U motocyklů při akcelerační dynamické zkoušce zjišťujeme výkon především při rotačním pohybu otáčejících se součástí hnacího ústrojí. Efektivní výkon lze zjistit změřením točivého momentu motoru a otáček při známém zatížení.[1]

$$P = M \cdot \omega \quad (4)$$

Brzdný účinek je vyvolán setrvačnými účinky rotujících hmot se známým momentem setrvačnosti za předem definovaných otáček. Následně se diferencí úhlové rychlosti podle času vypočte úhlové zrychlení.

$$M_V = I_c \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (5)$$

$$I_c = I_V + I_M \cdot i_c^2 \quad (6)$$

2.1 Výpočet požadovaného momentu setrvačnosti válce

Pro stanovení provozních otáček je nutné zohlednit několik kritérií. Jedním z kritérií je doba trvání zkoušky, která by měla trvat v rozmezí 5 až 10 sekund. Důležitá je i možnost všestrannějšího využití pro více typů motorů.

Na základě výběru převodových poměrů od výrobce motocyklů KTM® byl stanoven celkový převodový poměr mezi převodovkou motoru a setrvačníkem poměr 1,2.

Tab. 2: Převodové poměry

Objem motoru	Primární převod
250 – 4T	3,04
250 – 2T	2,81

Pro výpočet požadovaného momentu setrvačnosti válce setrvačnicku vycházíme z rovnice pro výpočet točivého momentu motoru bez uvažování ztrát.

$$M_V = \frac{(I_V + I_M \cdot i_c^2) \cdot \frac{d\omega}{dt}}{i_c} \quad (7)$$

Z rovnice (7) vyjádřím moment setrvačnosti:

$$I_V = \frac{M_V \cdot i_c \cdot 60}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{dt}{dn} - I_M \cdot i_c^2 \quad (8)$$

Předpokládejme, že motocyklové pístové spalovací motory mají provozní otáčky cca od 2 000 min⁻¹ do 14 000 min⁻¹.

Maximální hodnota středního efektivního tlaku 2-dobých motorů se pohybuje v rozmezí od 400 do 1 100 kPa. Nižší hodnota je pro sériové motory, vyšší hodnota pak pro špičkové závodní. Maximální hodnota středního efektivního tlaku běžných 4- dobých atmosférických motorů se pohybuje okolo 1 100 kPa.

Na základě středního efektivního tlaku spočítám střední točivý moment motoru. Pro výpočet jsem zvolil čtyřdobý motor o objemu 350 cm³. Tato kritéria dosadím do rovnice (9).

$$M_{ST} = \frac{p_e \cdot V_m}{2 \cdot \pi \cdot \tau \cdot 1000} = \mathbf{39,8 \text{ N} \cdot \text{m}} \quad (9)$$

τ ... koeficient, $\tau = 1$ pro 2-dobý, $\tau = 2$ pro 4-dobý motor.

Do rovnice (10) dosadím hodnotu středního točivého momentu. Čas rozběhu jsem stanovil mezi 5 – 10 s.

$$I_V = \frac{M_{ST} \cdot i_c \cdot 60}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{dt}{dn} - I_M \cdot i_c^2 = \mathbf{2,486 \text{ kg} \cdot \text{m}^2} \quad (10)$$

Pro motory se středním točivým momentem do 39 N·m splňuje podmínku 5 s.

Poté z výpočtu požadované velikosti momentu setrvačnosti vypočítám rozměry setrvačnicku, které budeme potřebovat pro návrh hřídele a nosného rámu.

$$r = \sqrt[4]{\frac{I_v \cdot 2}{\pi \cdot h \cdot \rho}} = \sqrt[4]{\frac{2,4 \cdot 2}{\pi \cdot 0,098 \cdot \rho}} = \mathbf{430 \text{ mm}} \quad (11)$$

$$m = \pi \cdot r^2 \cdot h \cdot \rho = \mathbf{111 \text{ kg}} \quad (12)$$

2.2 Stanovení minimálních a maximálních otáček setrvačníku

Abychom mohli následně vyvážit setrvačník a navrhnout nosný hřídel, musíme znát pracovní oblast otáček setrvačníku. Pro vyvážení stanovíme maximální pracovní otáčky. Stanovení pracovních otáček je nutné také z hlediska použití ložisek. Otáčky setrvačníku jsou dány vztahem:

$$n_{\min} = n_{M\min} \cdot i_P \cdot i_C = \mathbf{483 \text{ min}^{-1}} \quad (13)$$

$$n_{\max} = n_{M\max} \cdot i_P \cdot i_C = \mathbf{3 \text{ } 650 \text{ min}^{-1}} \quad (14)$$

2.3 Určení typu převodového řetězu

Při konstrukci řetězového převodu a volbě řetězu je nutné přihlédnout ke konstrukčním zásadám, kdy řetěz, hřídele a ložiska převodu musí být dostatečně dimenzovány. Je nutné dosáhnout souososti kol a zabránit kmitání řetězů. Při volbě řetězu je třeba vzít v úvahu i způsob namáhání v provozu a provozní dobu. Při konstrukci řetězového převodu je nutné, aby horní větev řetězu byla tažná a spodní větev volná. Řetěz nemá být nikdy příliš napjat, nýbrž musí mít malý průvès. Příliš napnuté řetězy se v provozu zahřívají a vyvolávají neklidný chod a vzniká možnost jejich spadnutí z řetězových kol.[2]

2.3.1 Volba počtu zubů řetězových kol

Řetězové převody s převodovým poměrem $i < 1$ jsou nepříznivé. V těchto případech nesmí převodový poměr být příliš velký a malé (hnané) kolo musí mít nejméně 25 zubů, popřípadě i více, zvláště u rychloběžných převodů. Při menších počtech zubů se podstatně zvyšuje ohyb řetězu a nepříznivě se projevuje vliv řetězového kola na životnost a hlučnost řetězu. Pro vysoké

obvodové rychlosti je vhodný řetěz s malou roztečí. K dosažení rovnoměrného opotřebení řetězu, pokud to konstrukce dovoluje, je vhodné použít malé řetězové kolo s lichým počtem zubů.[2]

Úměrně s velikostí obvodové rychlosti řetězu volím 29 zubů a rozteč použitého řetězu je 12,7.

$$z_1 = 29$$

$$z_2 = z_1 \cdot i_r = 58 \quad (15) [6]$$

2.3.2 Výpočet roztečných průměrů řetězových kol

Roztečné průměry hnacího a hnaného kola vypočítáme ze vztahů:

$$D_{t1} = \frac{p}{\sin \frac{180}{z_1}} = 117,47 \text{ mm} \quad (16) [6]$$

$$D_{t2} = \frac{p}{\sin \frac{180}{z_2}} = 234,58 \text{ mm} \quad (17) [6]$$

2.3.3 Stanovení délky řetězu a počtu článků

Při dané rozteči a daném počtu zubů řetězových kol musí být taková osová vzdálenost, aby délka řetězu představovala celý počet článků. K zamezení použití spojovacího článku se dál snažíme o to, aby řetěz měl sudý počet článků. Proto je účelné zjistit nejdříve počet článků řetězu a potom podle zaokrouhleného počtu vypočíst potřebnou osovou vzdálenost. Pro normální provozní podmínky má být osová vzdálenost čtyřiceti násobkem rozteče řetězu.

Osová vzdálenost může být také větší než čtyřiceti násobek rozteče. V tomto případě musíme počítat s účinkem větší váhy řetězu na zatížení ložisek. Při krátkých řetězech, malém počtu zubů řetězových kol a velkých obvodových rychlostech může nastat značné zahřátí řetězu. V tomto případě musí být řetěz mazán vhodným mazadlem, jinak může nastat znehodnocení řetězu.

Počet článků řetězu X vypočteme ze vztahu (19) a hodnotu zaokrouhlíme na celé sudé číslo.

$$X = 2 \cdot \frac{A}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{A} = \mathbf{86 \text{ článků}} \quad (18) [6]$$

$$L = X \cdot t = \mathbf{1\,092 \text{ mm}} \quad (19) [6]$$

2.3.4 Výpočet skutečné osové vzdálenosti převodu

Skutečná osová vzdálenost A_{SK} vyplývá z počtu článků řetězu X :

$$A_{SK} = \frac{t}{4} \cdot \left[X - \frac{z_1 - z_2}{2} + \sqrt{\left(X - \frac{z_1 - z_2}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{z_1 - z_2}{\pi} \right)^2} \right] = \mathbf{263,4 \text{ mm}} \quad (20) [6]$$

2.3.5 Pevnostní kontrola řetězu

Kontrola proti přetržení řetězu

Výpočet válečkových řetězů se provádí podle příslušné normy. Podstata spočívá ve volbě druhu řetězu na základě přenášeného výkonu, vstupních otáček a provozních podmínek. Při požadované osové vzdálenosti se vypočítá počet článků řetězu. Pevnostní kontrolu vyjadřujeme podmínkami pro součinitel statické a dynamické bezpečnosti proti přetržení. [5]

$$k_s = \frac{F_s}{F_1} \geq 7 \quad (21) [6]$$

$$k_D = \frac{F_s}{F_1} \geq 5 \quad (22) [6]$$

$$F_0 = \frac{M_1}{r_1} = \mathbf{2\,330 \text{ N}} \quad (23) [6]$$

$$v = \frac{\pi \cdot D_{t1} \cdot n_{max}}{60} = \mathbf{22,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}} \quad (24) [6]$$

$$F_c = q \cdot v^2 = 572 \text{ N} \quad (25) [6]$$

$$F_m \cong \frac{q \cdot A^2}{8 \cdot \gamma} \cdot g = 27 \text{ N} \quad (26) [6]$$

$$F_1 = F_o + F_c + F_m = 2\,930 \text{ N} \quad (27) [6]$$

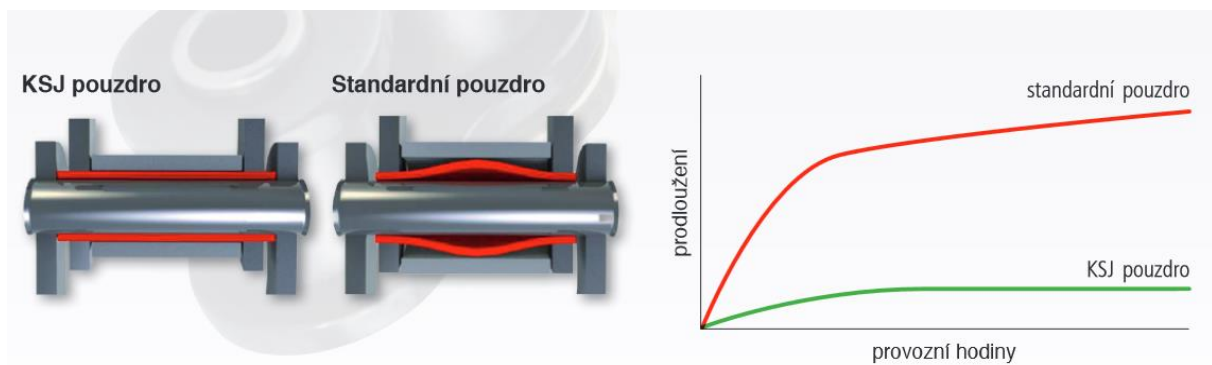
Řešením silových poměrů se stanoví zatížení řetězu v tažné větvi F_1 a provede se výpočet součinitele bezpečnosti, jehož hodnota musí být větší jak 7. F_s je hodnota střední statické pevnosti udávaná výrobcem.

$$k_s = \frac{F_s}{F_1} = 7,3 \geq 7 \quad (28) [6]$$

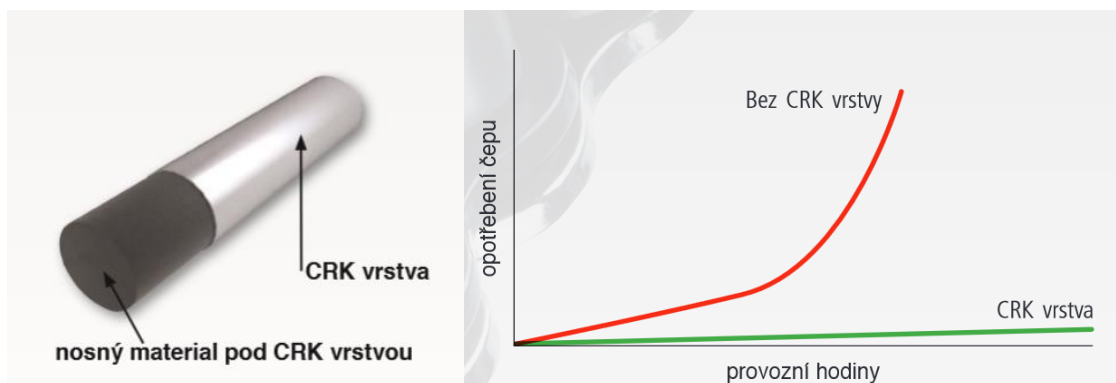
Dle výsledku řetěz vyhovuje.

Kontrola měrného tlaku v kloubu

Na základě použití motocyklového řetězu nelze kontrolu provést dle normy pro průmyslové řetězy. Motocyklové řetězy mají jinou konstrukci uložení válečku a materiál čepu, na kterém je nanesena CRK vrstva (viz obrázky 2 a 3). Na kontrolu vtlaku kloubu dle normy, kterou by mohla být stanovena životnost, firma vyrábějící řetězy žádnou nemá. Důvodem je nepředpokládané zatížení a podmínky, ve kterých motocyklový řetěz pracuje.



Obr. 2: Pouzdra řetězů. [2]



Obr. 3: Opotřebení čepu řetězů. [2]

2.4 Návrh nosného hřídele

2.4.1 Kmitání hřídele

Hřídel uložený v ložiskách v rámu dynamometru opatřený setrvačníkem představuje dynamickou soustavu vyznačující se svou hmotností, momentem, setrvačností a tuhostí. Na takovou to soustavu, pokud na ni působí periodické síly nebo momenty, začne vykonávat nepříznivý kmitavý pohyb příslušného charakteru. Vznikají tak ohybové kmity. Vzhledem k obvykle malému tlumení této soustavy je třeba minimalizovat budící účinky a zajistit provoz v mimorezonanční oblasti.[6]

Ohybové kmitání hřídele

Ohybové kmitání nastává v provozních podmínkách, když na hřídel působí příčná síla statického nebo dynamického charakteru. V důsledku rotace hřídele se periodicky mění vnitřní silové účinky a tím vzniká dynamické silové buzení způsobující kmitání.[6]

Každá dynamická soustava vykazuje jednu nebo více vlastních frekvencí. Pokud budící frekvence bude rovna vlastní frekvenci, nastává stav rezonance, při kterém výchylka kmitavého pohybu roste nade všechny meze. Tomuto stavu, je třeba v provozu zabránit a při návrhu hřídele sledovat jeho dynamické vlastnosti. Vlastní frekvence, musí být navrženy tak, aby nedocházelo během měření přechodu přes rezonanční oblast. Oblast pracovních otáček setrvačníku se nachází v rozsahu $450 - 3\,650 \text{ min}^{-1}$.

Kontrolu navrhnutého hřídele z hlediska vlastní frekvence jsem provedl na základě zjištění tuhosti z modelu, kterou jsem dosadil do vztahu (29).

$$\Omega = \sqrt{\frac{K}{m}} = 32 \text{ s}^{-1} \quad (29) [6]$$

$$K = 114\,093,9 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

$$m = 111 \text{ kg}$$

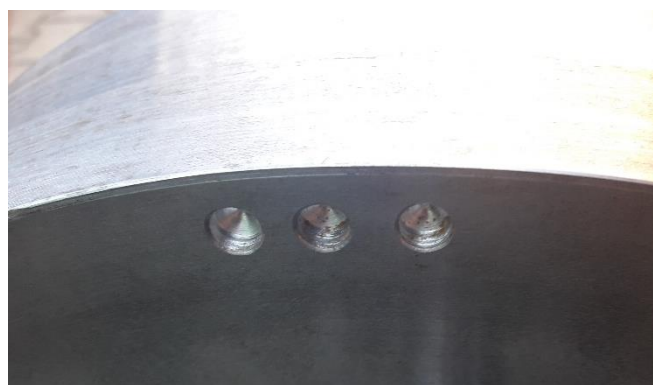
Vlastní frekvenci přísluší tzv. kritické otáčky hřídele dané vztahem:

$$n_k = \frac{30 \cdot \Omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 32}{\pi} = 303,5 \text{ min}^{-1} \quad (30) [6]$$

V praxi je třeba zajistit, aby pro provozní otáčky n platilo, že $n < 0,8 n_k$ nebo $n > 1,2 n_k$, protože jinak existuje nebezpečí vzniku rezonančních jevů. V mém případě oblast kritických otáček se nachází mezi $242 - 364 \text{ min}^{-1}$, z čehož vyplývá, že nezasahují do oblasti pracovních otáček.

Krouživé kmitání hřídele

Při vyvažování setrvačníku byl počáteční nevývažek 10 g, po vyvážení se docílilo maximálního nevývažku 2 g na poloměru 215 mm. S nevyváženým kotoučem vzniká krouživé kmitání hřídele, které je možno označit jako zdánlivé. Hřídel se otáčí úhlovou rychlostí ω a je v důsledku působení odstředivé síly prohnutý.



Obr. 4: Otvory po vyvažování.

Rovnováhu rotujícího hřídele zatíženého odstředivou silou je možno popsat rovnici:

$$(e + y)m\omega^2 = F \quad (31) [6]$$

$$\Omega = \sqrt{\frac{K}{m}} \rightarrow m = \frac{K}{\Omega^2} \quad (32) [6]$$

$$(e + y)m\omega^2 = Ky \quad (33)$$

$$y = \frac{e\omega^2}{\Omega^2 - \omega^2} \quad (34) [6]$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (35) [6]$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot 450}{30} = \mathbf{47,1 \text{ s}^{-1}}$$

$$y_1 = \frac{0,0037 \cdot 47,1^2}{32^2 - 47,1^2} = \mathbf{-0,0068 \text{ mm}}$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot 3650}{30} = \mathbf{382,2 \text{ s}^{-1}}$$

$$y_2 = \frac{0,0037 \cdot 382,2^2}{32^2 - 382,2^2} = \mathbf{-0,0037 \text{ mm}}$$

$$y_{Stat} = 0,01 \text{ mm} > y_1 = \mathbf{-0,0068 \text{ mm}}$$

Z výsledku vyplývá, že průhyb při provozních otáčkách je menší než statický. Ve stanovených provozních otáčkách dochází k $-y \rightarrow e$ což znamená, že se těžiště kotouče dostane do osy rotace.

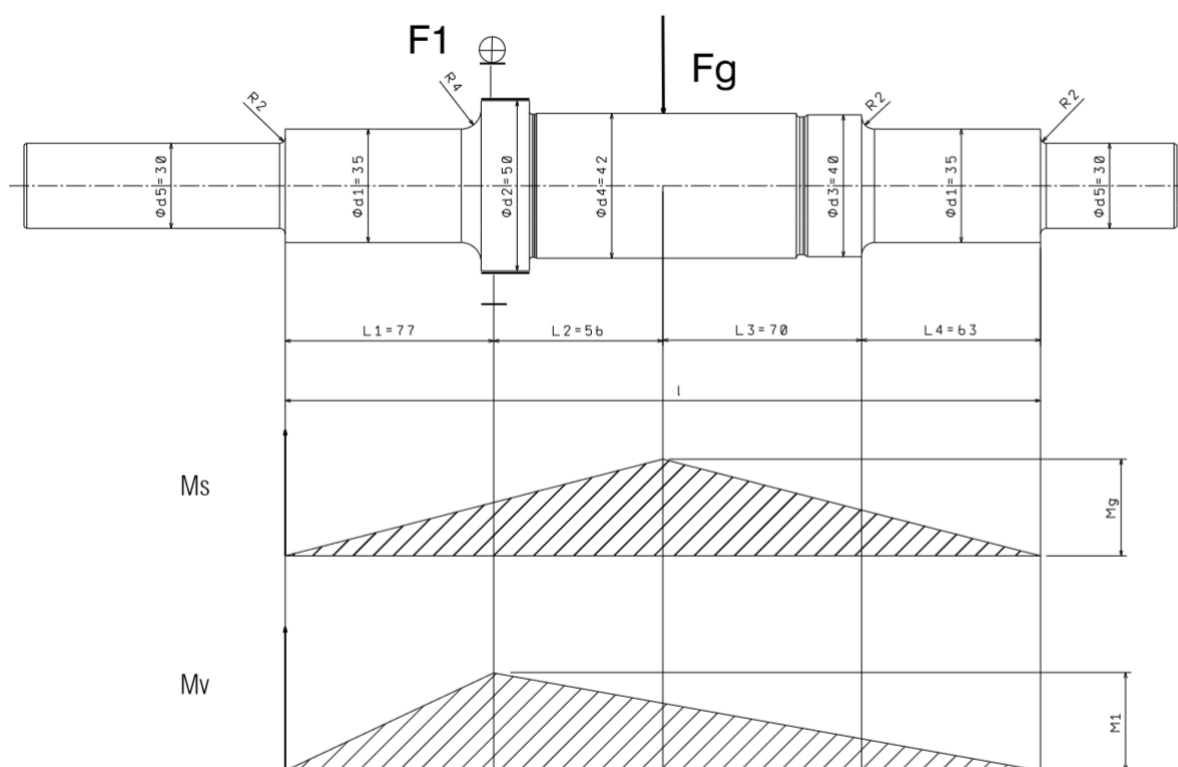
2.4.2 Výpočet provozních zatížení

Kontrola součinitele bezpečnosti rotujícího hřídele (viz obrázek 5) je provedena pro ocel tř. 11500, která má mechanické vlastnosti $R_m \cong 480 \text{ MPa}$, $R_e \cong 300 \text{ MPa}$. Na hřídel působí síla F_g od hmotnosti setrvačníku, která namáhá hřídel na ohyb ve svislé rovině. Ohybové momenty mají v čase střídavý charakter. Sledujeme-li průběh momentu po délce hřídele (viz obrázek 5), maximální hodnota je $M = 76,5 \text{ N} \cdot \text{m}$.

$$M_g = F_g \frac{(L1 + L2) \cdot (L3 + L4)}{l} = 73,8 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (36)$$

Síla F_1 namáhá hřídel na ohyb ve vodorovné rovině. Ohybový moment má v čase opět charakter střídavý. Jeho maximální hodnota dle obrázku 5 je $M_1 = 198 \text{ Nm}$.

$$M_1 = F_1 \frac{L1 \cdot (L2 + L3 + L4)}{l} = 163,5 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (37)$$



Obr. 5: Průběhy momentů po délce hřídele.

Součinitel bezpečnosti budeme počítat pro vybraná místa vrubů.

Kontrola místa osazení d_1/d_2 ohybové momenty v místě vrubu jsou

Ve vodorovné rovině:

$$M_{1V} = M_1 = \mathbf{163,5 \text{ N} \cdot \text{m}} \quad (38)$$

A ve svislé rovině:

$$M_{1S} = M_g \frac{L1}{L1 + L2} = \mathbf{42,7 \text{ N} \cdot \text{m}} \quad (39)$$

Výsledný ohybový moment a amplitudové ohybové napětí jsou:

$$M_{1A} = \sqrt{(M_{1V}^2 + M_{1S}^2)} = \mathbf{169 \text{ N} \cdot \text{m}} \quad (40)$$

$$\sigma_{1a} = \frac{32 \cdot M_{1A}}{\pi \cdot d_1^3} = \mathbf{40,1 \text{ MPa}} \quad (41) [3]$$

Mez únavy hladké tyče:

$$\sigma_c \cong 0,43 R_m v_2 \eta = \mathbf{152 \text{ MPa}} \quad (42) [3]$$

Kde $v_2 = 0,82$ odečteno v příloze č. 1.

Provozní napětí v místě působení síly F_i .

$$k_1 = \frac{\sigma_c}{\sigma_{1a}} = \mathbf{3,8} \quad (43) [3]$$

Kde z přílohy č. 4 odečteme $\alpha_0 = 1,68$ pro rozměry $\frac{r}{d_1} = \frac{4}{35} = 0,11$, $\frac{d_2}{d_1} = \frac{50}{34} = 1,47$ a poté $q_1 = 0,65$ a $q_2 = 0,73$ pro $\frac{R_e}{R_m} = 0,625$. Součinitel vrubové citlivosti je $q = \frac{q_1 + q_2}{2} = 0,69$ a součinitel vrubu:

$$\beta_0 = 1 + q(\alpha_0 - 1) = \mathbf{1,47} \quad (44) [3]$$

Mez únavy místa vrubu je:

$$\sigma_c^* = \frac{\sigma_c}{\beta_0} = \mathbf{103 \text{ MPa}} \quad (45) [3]$$

Součinitel bezpečnosti má podle vstahu (40) velikost:

$$k_2 = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_{1a}} = \mathbf{2,56} \quad (46) [3]$$

Pro vrub v místě d1/d3 ohybové momenty v místě vrubu jsou:

Ve vodorovné rovině:

$$M_{3V} = M_1 \frac{l_4}{l_3 + l_4 + L2} = \mathbf{54,5 \text{ N} \cdot \text{m}} \quad (47) [3]$$

A ve svislé rovině:

$$M_{3S} = M_g \frac{l_4}{l_5 + l_4} = \mathbf{35 \text{ N} \cdot \text{m}} \quad (48) [3]$$

Výsledný ohybový moment a amplitudové ohybové napětí jsou:

$$M_{3A} = \sqrt{(M_{3V}^2 + M_{3S}^2)} = \mathbf{64,7 \text{ N} \cdot \text{m}} \quad (49) [3]$$

$$\sigma_{3a} = \frac{32 \cdot M_{3A}}{\pi \cdot d_1^3} = \mathbf{15,4 \text{ MPa}} \quad (50) [3]$$

Kde z přílohy č. 4 odečteme $\alpha_0 = 2,45$ pro rozměry $\frac{r}{d_1} = \frac{2}{35} = 0,05$, $\frac{d_3}{d_1} = \frac{40}{35} = 1,14$ a poté $q_1 = 0,65$ a $q_2 = 0,70$ pro $\frac{R_e}{R_m} = 0,625$. Součinitel vrubové citlivosti je $q = \frac{q_1 + q_2}{2} = 0,67$ a součinitel vrubu:

$$\beta_0 = 1 + q(\alpha_0 - 1) = \mathbf{1,97} \quad (51) [3]$$

Mez únavy místa vrubu je:

$$\sigma_c^* = \frac{0,43R_m v_2 \eta}{\beta_0} = 77 \text{ MPa} \quad (52) [3]$$

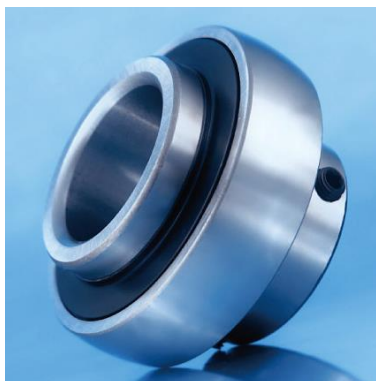
Součinitel bezpečnosti má velikost:

$$k_3 = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_{3a}} = 5 \quad (53) [3]$$

Porovnáme-li součinitele bezpečnosti kontrolovaných míst, platí $k_2 < k_1 < k_3$. Pro celkovou bezpečnost součásti je $k = k_1 = 2,56$ a místem první únavové poruchy by bylo místo osazení d/d_1 .

2.5 Návrh použití ložisek

Použil jsem ložisková tělesa SKF FY 30 TF spolu s upínacími ložisky YAR 206-2F. Upínací celek je vhodný především tam, kde umožňuje ekonomické řešení jednoduchou konstrukcí uložení. Upínací tělesa mají mazací hlavici a mazací drážku vedoucí k ložisku pro případné domazávání.



Obr. 6: Upínací ložisko. [8]

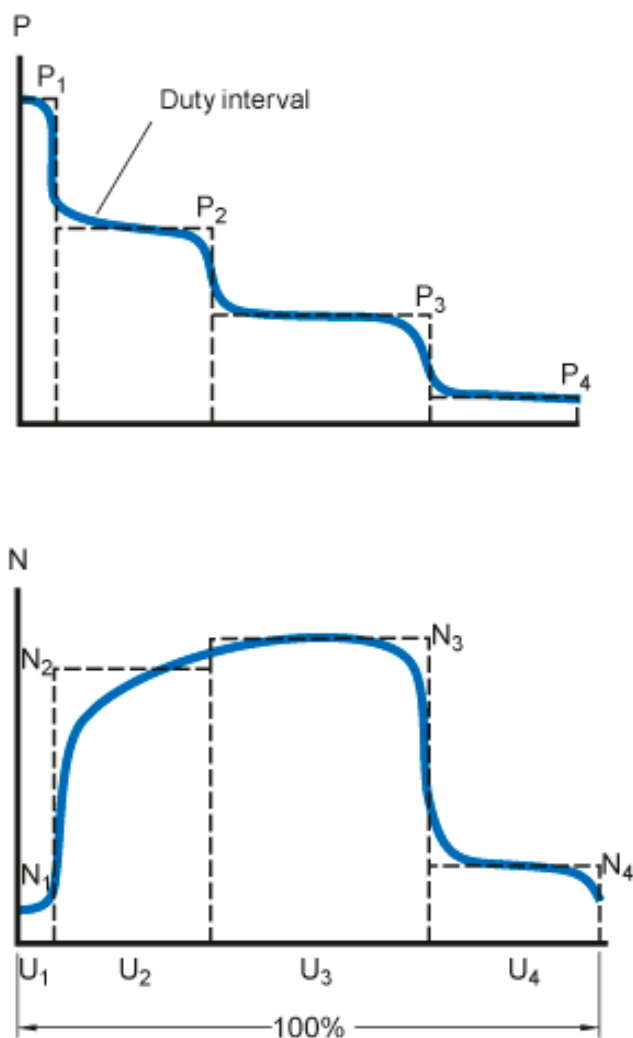


Obr. 7: Ložiskové těleso. [8]

Zatížení a životnost ložisek

V některých případech se provozní podmínky, jako např. velikost a směr zatížení, otáčky, teploty a podmínky mazání, trvale mění. Nejprve je potřeba zredukovat proměnné provozní podmínky na omezený počet jednodušších zatěžovacích případů.

V případě trvale se měnícího zatížení lze stanovit jednotlivé velikosti zatížení a zatěžovací spektrum pak nahradit histogramem konstantních bloků zatížení. Každý blok by měl charakterizovat dané procento nebo časový úsek provozu zařízení. Velká a střední zatížení zkrátí trvanlivost ložiska rychleji než malá zatížení. Z toho důvodu je důležité řádně zaznamenat rázová a špičková zatížení do zatěžovacího diagramu, i když se tato zatížení mohou vyskytovat jen zřídka a jsou omezena pouze na několik otáček.[8]



Obr. 8: Histogram zatížení ložisek. [8]

V každém pracovním intervalu lze zatížení ložiska a provozní podmínky nahradit střední konstantní hodnotou. Musí také obsahovat počet provozních hodin nebo otáček v každém pracovním intervalu, které představují část trvanlivosti odpovídající určitému zatížení. Pokud N_1 označíme počet otáček, v jejichž průběhu působí zatížení P_1 a N je počet otáček pro dokončení všech proměnlivých cyklů zatížení, potom se úsek cyklu $U_1 = N_1/N$ použije

podmínka zatížení P1, které má vypočtenou trvanlivost $L_{10\ 1}$. Za proměnných provozních podmínek lze trvanlivost ložiska vypočítat ze vztahu:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (54) [8]$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \cdot L_{10} \quad (55) [8]$$

$$L_{10} = \frac{1}{\frac{U_1}{L_{10\ 1}} + \frac{U_2}{L_{10\ 2}} + \frac{U_3}{L_{10\ 3}} + \dots} \quad (56) [8]$$

L_{10}	-	základní trvanlivost (při 90% spolehlivosti) [milióny otáček]
$L_{10\ 1}, L_{10\ 2}, L_{10\ 3}, \dots$	-	základní trvanlivost (při 90% spolehlivosti) při konstantních podmínkách 1, 2,... [miliony otáček]
U_1, U_2, \dots	-	dílčí úseky trvanlivosti za podmínek zatížení 1, 2,...

Poznámka: $U_1 + U_{n2} + \dots + U_n = 1$

Použití tohoto postupu výpočtu závisí především na tom, zda jsou k dispozici reprezentativní diagramy zatížení pro dané uložení. V tomto případě je velmi obtížné určit trvanlivost ložisek, neboť každý motor se vyznačuje svou vlastní otáčkovou charakteristikou.

2.6 Konstrukce rámu

2.6.1 Požadavky na konstrukci rámu

Jedním z hlavních požadavků na konstrukci rámu je přihlédnutí k možnosti všestrannějšího využití zkušebního zařízení pro více typů motorů a konstrukcí řetězového převodu. Důležité je zatížení, které bude na rám působit. Je nutné dosáhnout souososti kol a zabránit kmitání řetězů.

Konstrukci rámu jsem rozdělil na dvě části.

Nosná konstrukce rámu

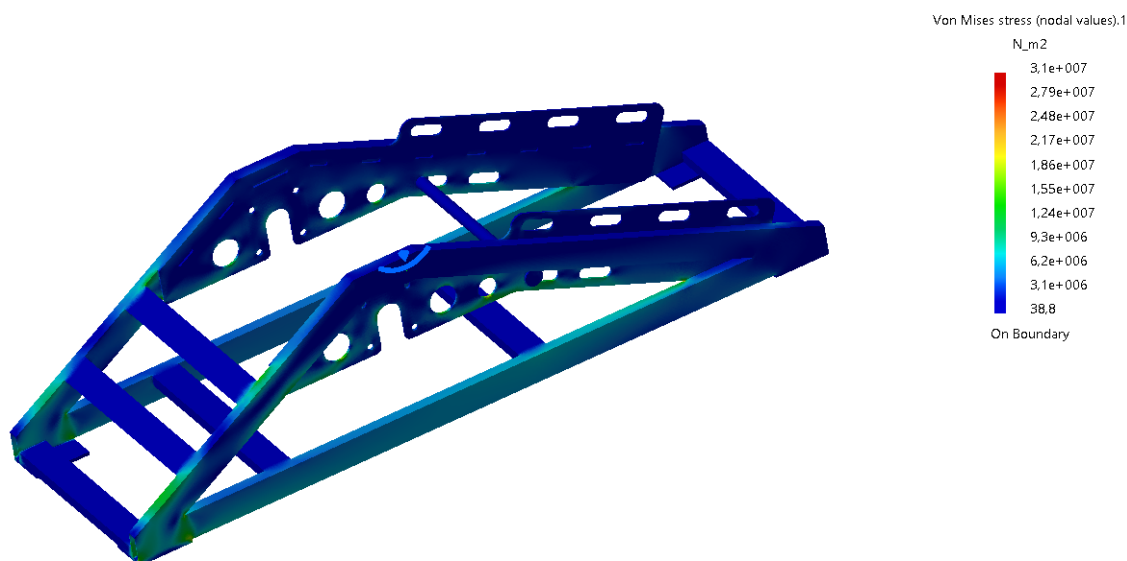
Nosná část slouží jako hlavní nosný element, je na ni přivařena pomocná část. Jedná se o svařenec, který je svařen z tenkostěnného profilu 50x20x2 ČSN 42 5515. Materiál ocel tř. 11373.

Pomocná (středící) konstrukce rámu

Slouží pro přimontování testovaného motoru, řetězového převodu a hlavních ložisek, která nesou setrvačnick. Při návrhu jsem zohlednil podmínky, které s sebou nese konstrukce řetězového převodu (možnost napnutí řetězu, souosost atd.). Rám je vytvořen z ocelového plechu o tloušťce 6 mm ČSN 42 5310 ocel tř. 11375 metodou tvarového dělení kovů plazmou.

2.6.2 Kontrola pevnosti

Z důvodu složitosti konstrukce pro ověření pevnosti je použita metoda konečných prvků provedena v softwaru Catia V5. Pro co nejpřesnější výsledky je důležité zvolit vhodný tvar a velikost elementů. Jejich četnost a velikost ovlivňuje čas simulace. V programu catia je k dispozici 3D síť ve formě dvou typů elementů. Lineární vyznačující se rychlejším výpočtovým časem, ale nižší přesností. Parabolický je s vyšší přesností na úkor delšího výpočtového času. Jelikož je konstrukce z tenkostěnných profilů zvolil jsem pro síť lineární element o velikost 2 mm.



Obr. 9: Rám.

Z výsledku MKP vyplývá maximální napětí 31 MPa. Z hlediska pevnosti materiálu je tato hodnota vyhovující.

2.7 Řidicí terminál a programové vybavení

2.7.1 Řidicí terminál

Popis zařízení

Základem zařízení je vývojová deska Teensy 3.5 americké firmy PJRC.com. Byla vybrána především z důvodu velikosti RAM – 192 kB, rychlosti – 32 bit 120 MHz procesor ARM Cortex-M4 a integrovanému modulu pro práci s micro SD kartou.

Program pro tuto vývojovou desku se nahrává z PC pomocí běžného USB připojení. K vývoji programu bylo použito vývojové prostředí Arduino 1.8.5 s rozšířením Teensyduino 1.42.



Obr. 10: Vývojová deska Teensy 3.5. [5]

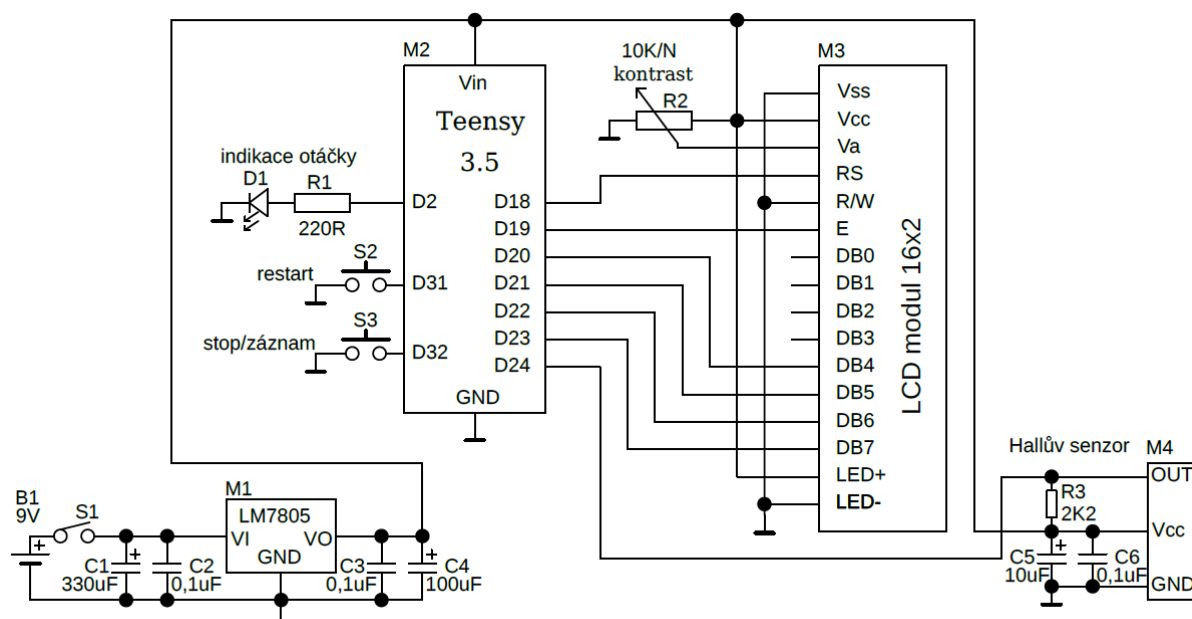
Dále je zařízení vybaveno 16x2 LCD displayem pro zobrazování informací, především aktuálních otáček.



Obr. 11: 16x2 LCD display. [4]

Schéma zapojení

Schéma zapojení je vyobrazeno na obrázku 12.



Obr. 12: Schéma zapojení.

2.7.2 Snímač otáček

Pro měření otáček slouží Hallův senzor, který je použit v některých modelech osobních automobilů koncernu VW pro měření otáček klikového hřídele. Má označení 047 907 319A, je napájený stabilizovaným napětím 5 V a určený pro rozsah otáček 60 až 6 500 min⁻¹.



Obr. 13: Snímač.

3 Experimentální část

3.1 Teorie a princip

Základní vztahy pro výpočet přenosu energie

Kinetická energie

$$\text{Rotující těleso} \quad E_{\text{kin}} = \frac{1}{2} I \cdot \omega^2 \quad (57)$$

$$\text{Přímočaře pohybující se těleso} \quad E_{\text{kin}} = \frac{1}{2} m \cdot v^2 \quad (58)$$

Moment a síla působící na akcelerující těleso

$$\text{Rotující těleso} \quad I = \frac{1}{2} r^2 \cdot m \quad (59)$$

$$M = I \cdot \frac{d\omega}{dt} = 2\pi \cdot I \cdot \frac{dn}{dt} \quad (60)$$

$$\text{Přímočaře pohybující se těleso} \quad F = m \frac{dv}{dt} \quad (61)$$

Příkon akcelerujícího tělesa

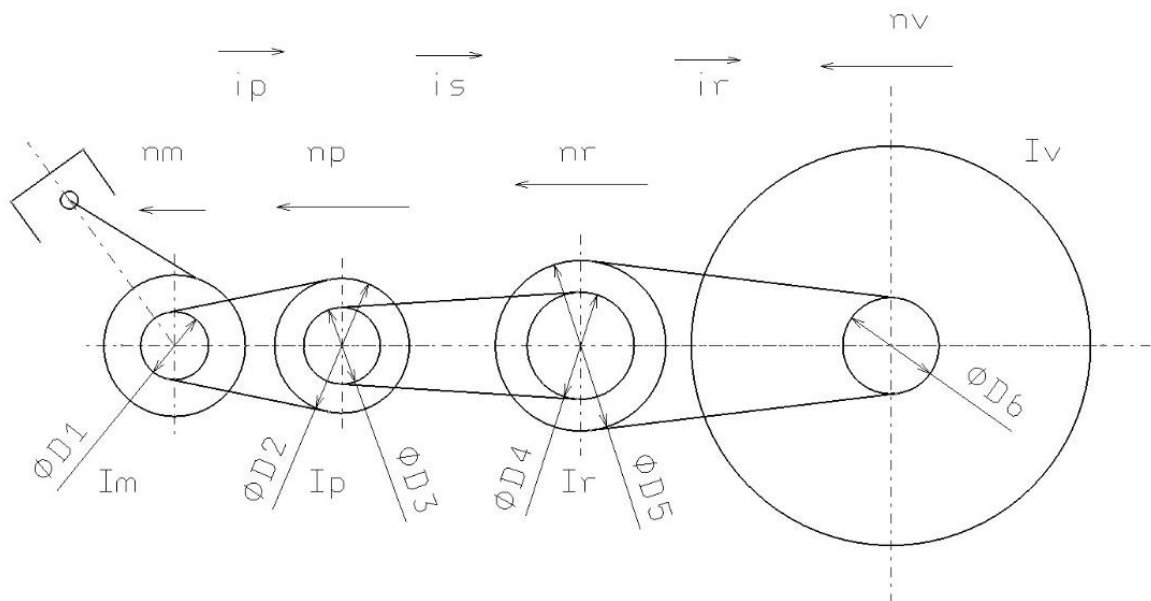
$$\text{Rotující těleso} \quad P = I \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{dt} = 4\pi^2 \cdot I \cdot n \cdot \frac{dn}{dt} \quad (62)$$

$$\text{Přímočaře pohybující se těleso} \quad P = mv \frac{dv}{dt} \quad (63)$$

Princip

Přenos energie je znázorněn na obrázku 14 zobrazujícím tok energie z motoru na válec setrvačníku včetně ztrát v jednotlivých sekcích.

Motor → tření v uložení převodovky → převodovka → tření v uložení rozety → rozeta → tření v uložení válce → válec setrvačníku



Obr. 14: Kinematické schéma přenosu energie.

Sloučením vztahu velikost točivého momentu motoru a dále i výkonu lze vyjádřit na základě zjištěné hodnoty úhlového zrychlení a známé velikosti momentu setrvačnosti rotačních částí motoru.

Efektivní výkon motoru poté vyjádříme vztahem:

$$P_M = 4\pi^2 I_M n_M \frac{dn_M}{dt} + P_{TM} + 4\pi^2 I_p n_p \frac{dn_p}{dt} + P_{TP} + 4\pi^2 I_R n_R \frac{dn_R}{dt} + P_{TR} + 4\pi^2 I_V n_V \frac{dn_V}{dt} + P_{TV} \quad (64)$$

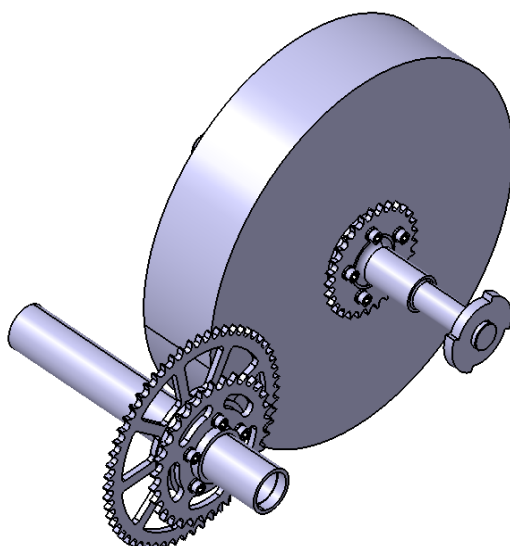
P_{TV} , P_{TP} a P_{TR} určíme z doběhové křivky nezatíženého válce.

Tření v uložení válce setrvačníku $P_{TV} = -4\pi^2 I_V n_V \frac{dn_V}{dt} \quad (65)$

Tření v uložení rozety $P_{TR} = -4\pi^2 I_R n_R \frac{dn_R}{dt} \quad (66)$

Tření v motoru $P_{TM} = -4\pi^2 I_M n_M \frac{dn_M}{dt} \quad (67)$

Tření v uložení převodovky $P_{TP} = -4\pi^2 I_p n_p \frac{dn_p}{dt} \quad (68)$



Obr. 15: Přehled hlavních rotačních částí setrvačnickového stavu.

Přehled momentů setrvačnosti hlavních částí



Obr. 16: Momenty setrvačnosti jednotlivých skupin k jejich osám rotace.



Obr. 17: Redukované momenty setrvačnosti jednotlivých skupin vztažené na otáčky motoru.

3.2 Příprava měření

Pro experiment byl použit motor Jawa 50 typ 23. Jedná se o jednoválcový dvoudobý motor.

Tab. 3: Parametry testovaného motoru Jawa 50 typ 23

Parametry testovaného motoru Jawa 50 typ 23	
Typ motoru	2-dobý jednoválec
Zdvihový objem	49,8 cm ³
Primární převod	1:2,43
Redukovaný moment setrvačnosti motoru při akceleraci	2,318 g·m ²
Redukovaný moment setrvačnosti motoru při doběhu	0,46·10 ⁻⁴ g·m ²
Moment setrvačnosti válce	2 465 g·m ²



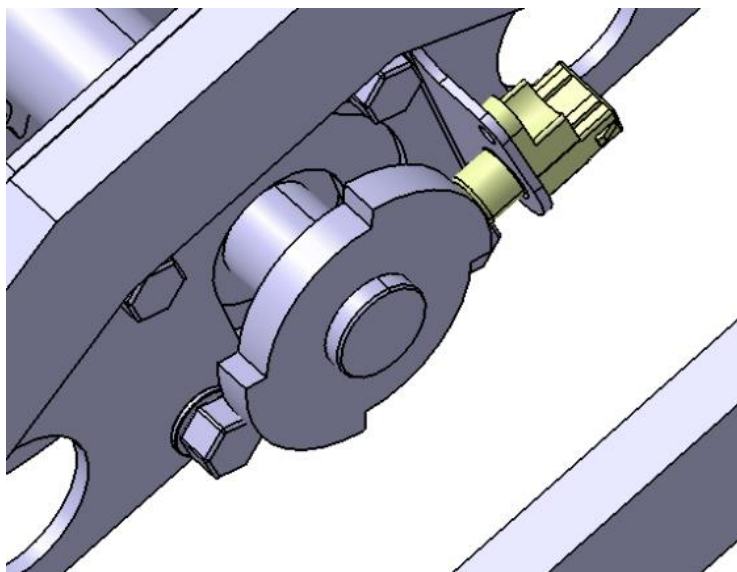
Obr. 18: Zařízení pro měření výkonu motoru.

Měřicí zařízení

Měřicí systém okamžitého výkonu motoru v závislosti na otáčkách se skládá z Hallova snímače, zařízení pro záznam jednotlivých časových značek a z PC programu pro zpracování, který generuje sloupce sloužící v programu MS Excel na vykreslení grafu závislosti výkonu na okamžitých otáčkách.

Získávání signálu

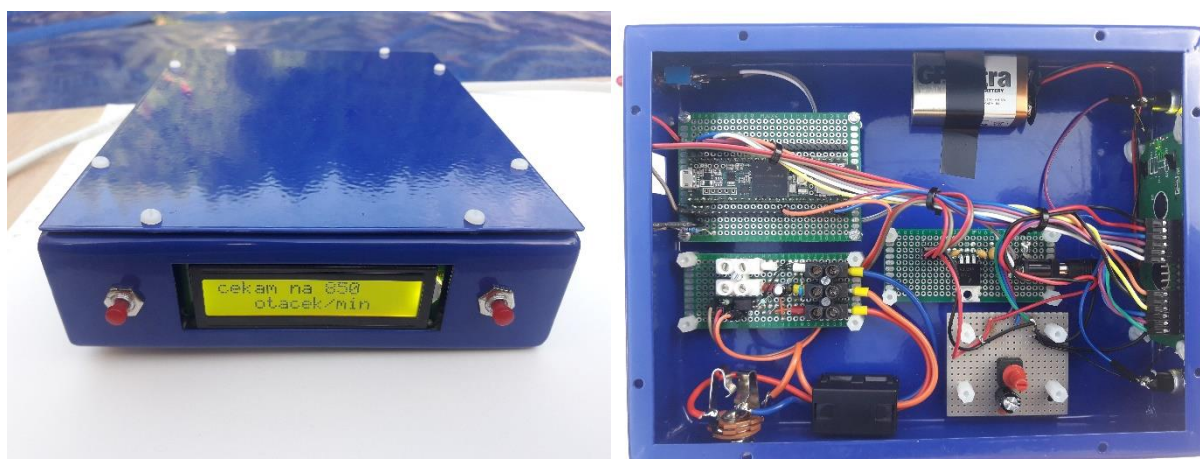
Signál otáček (rychlosti) válce je získán pomocí zubového kola a Hallovým snímačem.



Obr. 19: Detail umístění snímače.

Zařízení pro záznam

Zařízení pro záznam časových značek získává impulzy z Hallova snímače a je z důvodu značného rušení od vysokonapěťové zapalovací soustavy motocyklu se snímačem propojeno stíněným kabelem a je umístěno v krabici z ocelového plechu. S příchodem každé náběžné hrany Hallova signálu se uloží časová značka do paměti RAM. Program začíná ukládat časové značky od překročení předem definovaných otáček setrvačníku. Otáčky byly nadefinovány od 850 min^{-1} do $2\,100 \text{ min}^{-1}$ (akcelerační zkouška). Poté čeká na pokles otáček pod $2\,100 \text{ min}^{-1}$ a zaznamenává značky až do poklesu pod 850 min^{-1} (doběhová zkouška). Na konci měření se všechny časové značky zapíše na microSD kartu a dále se vyhodnotí.



Obr. 20: Zařízení pro záznam.

3.3 Vyhodnocení

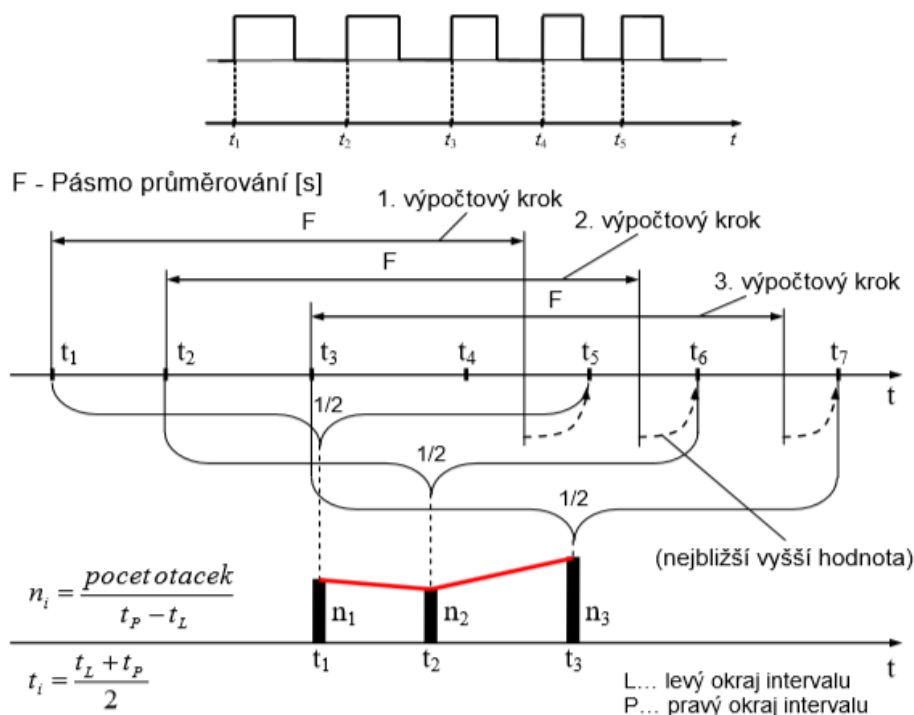
Po ukončení měření je ze zařízení vyjmuta microSD karta a na PC se časové značky vyhodnotí programem zpracuj.cpp, jehož výstupem jsou 4 sloupce dat – čas, zrychlení, otáčky a okamžitý výkon. Program je napsán v jazyce C++ především kvůli standardní knihovně, která je součástí jazyka a jejíž použití je mnohem snadnější a intuitivnější než použití knihoven jazyka C.

Zpracování signálu

Z uložených dat jsem použil vyhodnocovací postup dle obrázků 21 a 22.

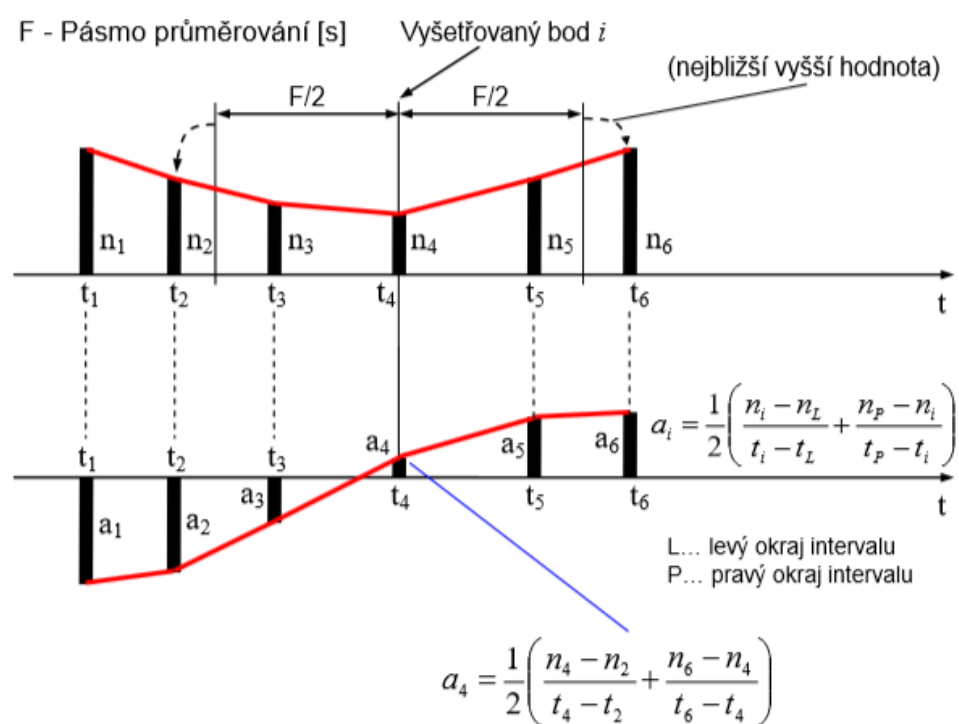
Signál otáček

Pro vyhlazení signálu využijeme pásmo s průměrováním.



Obr. 21: Úprava signalu otáček. [4]

Signál zrychlení



Obr. 22: Úprava signalu zrychlení. [4]

Výstup programu je uložen ve formátu CSV, který je nadále zpracován v Microsoft Excel, kde je vykreslen graf závislosti aktuálního výkonu na otáčkách.

4 Zhodnocení a výsledky

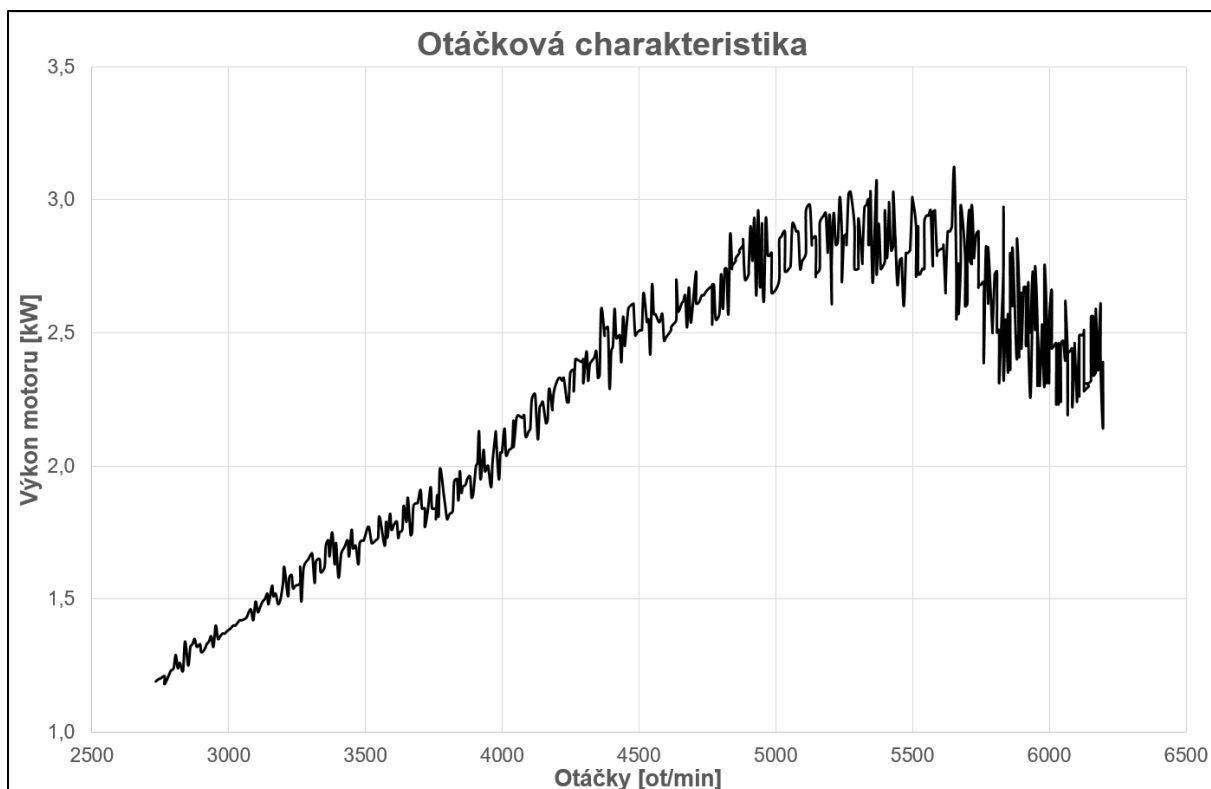
Během experimentu jsem musel vyřešit několik problémů, které jsem při realizaci neuvažoval. Jedním z problémů byla citlivost programového vybavení na vysokonapěťovou zapalovací soustavu motoru, kterou se mi podařilo odstranit použitím stíněného kabelu a vložením programového zařízení do ocelového pouzdra.

Funkce snímače je citlivá na velikost mezery zubového kola. Původní kolo jsem navrhl dle obrázku 23, což mělo negativní důsledek na záznam časových značek.

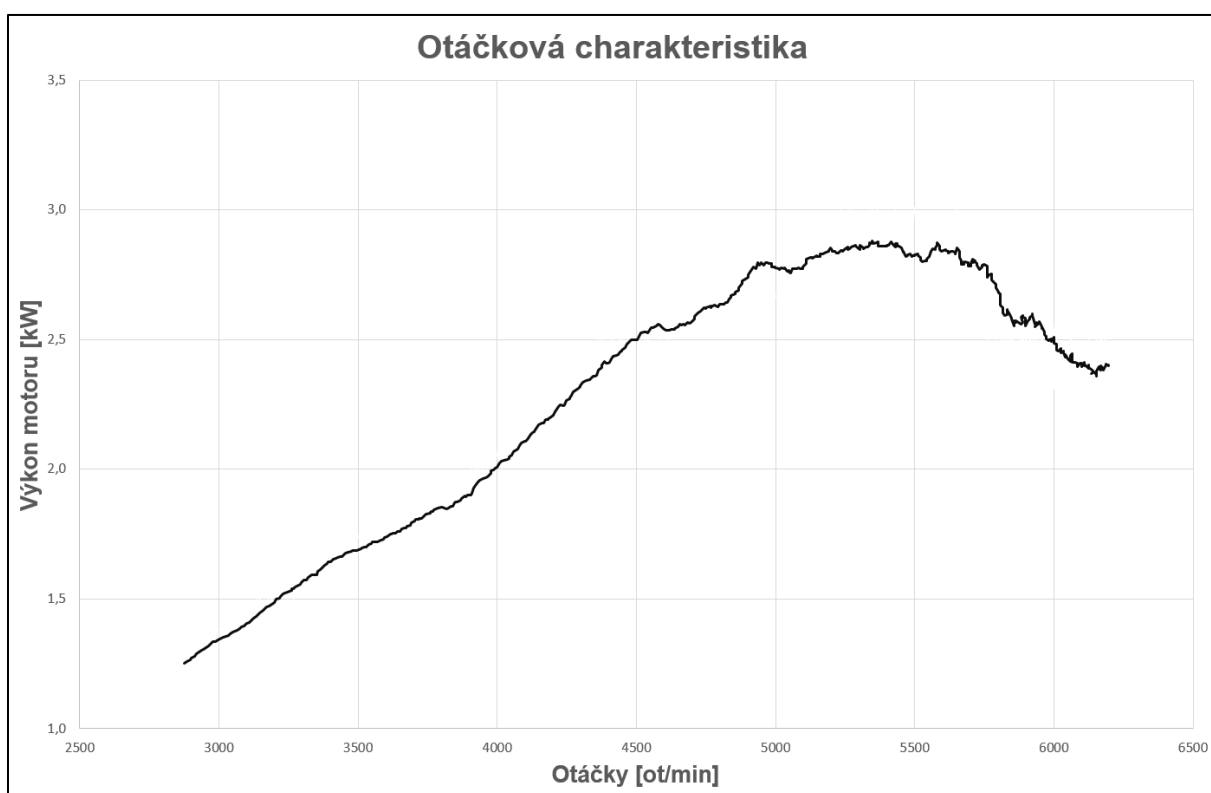


Obr. 23: Snímač.

Jeden z důležitých poznatků byl vliv tuhosti upnutí motoru k samotnému zařízení na výsledek měření (viz obrázek 24 a25).



Obr. 24: Vliv upnutí motoru na výsledek měření otáčkové charakteristiky.



Obr. 25: Vliv upnutí motoru na výsledek měření otáčkové charakteristiky.

Výhodné je během zkoušky získávat i další data, která nám mohou pomoci při hledání problému. Vývojová deska Teensy 3.5 má 40 digitálních vstupů/výstupů – GPIO schopných pracovat s napětím 0 - 5 V a 2 čistě analogové vstupy. V podstatě dokáže pracovat s napět'ovým signálem běžných snímačů na motocyklu např. snímání natočení škrticí klapky, teploty motoru nebo signálu z externí lambda sondy.

Závěr

V diplomové práci jsem se zabýval návrhem zařízení pro měření výkonu motocyklových motorů.

V první části je popsán přehled obvyklých způsobů zjišťování výkonových parametrů motocyklů.

Druhá část je věnována návrhu zkušebního zařízení se setrvačником, umožňujícího měření výkonu motocyklových motorů v závislosti na otáčkách akcelerační zkouškou. Pro možnost zkoušek různých typů motocyklových motorů jsem stanovil vhodný celkový převod mezi výstupem motoru a setrvačником. Navrhl jsem i elektronický vyhodnocovací systém umožňující záznam výkonu motoru v závislosti na otáčkách. Výkresová dokumentace je v příloze diplomové práce. Zařízení umožňuje zkoušet motocyklové motory do max. otáček motoru $15\,000\text{ min}^{-1}$ a max. točivého momentu 40 Nm .

Celé zkušební zařízení jsem ve vlastní režii vyrobil a provedl jeho provozní zkoušky s motorem Jawa 50 typ 23. Výsledky zkoušek prokázal funkci zařízení.

Seznam použité literatury

- [1] BEROUN, S.: *Vozidlové motory*. Studijní texty. Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní, 108 s.
- [2] ČZ řetězy: *Katalog motocyklových řetězů ČZ* [Vid. 15. 4. 2018]. Dostupné z: http://www.czretezy.cz/docs/katalog_motocyklovych_retezu.pdf
- [3] Jágrová, J., Čapek, L.: *Dynamická únosnost a životnost*. Technická univerzita v Liberci, 2014, Fakulta strojní, 113 s.
- [4] PÁV, K.: *Low-cost Device for Power Measurement of Motorcycle Engines*. Konference XLIV. International Scientific Conference of the Czech and Slovak University Departments and Institutions Dealing with the Research of Internal Combustion Engines, konaná dne 10. - 11. 10. 2013 v Brně. Mendelova Univerzita v Brně.
- [5] PJRC: Katalog [Vid. 8. 7. 2018]. Dostupné z: <http://www.pjrc.com/store/>
- [6] PEŠÍK, L.: *Části strojů 2*. 4. vyd. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2008. ISBN 978-80-7372-320-0.
- [7] RAMPÁČEK, B.: *Měření výkonu motocyklu*. Diplomová práce. Brno 2012. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [8] SKF: Katalog ložiskové jednotky a tělesa [Vid. 3. 2. 2018]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-flanged-units/y-brg-square-flanged-units/index.html>

Přílohy

K diplomové práci je v tištěné podobě přiložen výkres sestavy a výkres hřídele. Dále je k práci přiloženo CD s dalšími vybranými výkresy ve formátu PDF a elektronická verze této práce ve formátu PDF.

Tištěné přílohy:

1. KVM-DP-726-01 Výkres sestavy s kusovníkem
2. KVM-DP-726-04 Výkres hřídele
3. KVM-DP-726-10 Výkres el. Schema zapojení
4. Diagramy k určení vrubové citlivosti

V elektronické podobě na CD:

5. DIPLOMOVÁ PRÁCE Bc. Michal Lánský PDF
6. KVM-DP-726-01 Výkres sestavy s kusovníkem PDF
7. KVM-DP-726-04 Výkres hřídel PDF
8. KVM-DP-726-10 Výkres el. Schema zapojení PDF
9. KVM-DP-726-02 Výkres svařence rámu PDF
10. KVM-DP-726-09 Výkres upínací desky PDF
11. KVM-DP-726-06 Výkres upínacího kroužku rozety PDF
12. KVM-DP-726-07 Výkres zubového kola snímače PDF
13. KVM-DP-726-08 Výkres distančního kroužku PDF
14. KVM-DP-726-03 Výkres strvačnicku PDF